

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОМЫШЛЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

УДК 624.07

Раковская Н.Х.

### АНАЛИЗ ОДНОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ БЕЗБАЛАНСИРНОГО МНОГООСНОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО АГРЕГАТА

В ряде работ, в том числе и автора, отмечалось существование предела числа ярусов балансирующих систем, после достижения которого оказывается невозможным дальнейшее увеличение полезной нагрузки.

Автором была предложена безбалансирующая многоосная железнодорожная конструкция, способная транспортировать сверхтяжелые полезные грузы, обеспечивая равномерную нагрузку на колеса агрегата.

В работе приводится анализ рассматриваемой безбалансирующей модели, а также приводится сравнение с некоторыми, близкими по компоновке, схемами агрегатов.

В литературе, посвященной многоосным железнодорожным агрегатам, в основном содержатся работы, посвященные агрегатам, не превышающие 3–4 ярусов [1,5,6] и др.

В те же времена литература по тяжелым многоосным специальным агрегатам с числами ярусов 5 и более весьма ограничена [2,3,4,7], хотя совершенствование тяжелых агрегатов представляется весьма актуальным.

При разработке новых моделей безбалансирующих многоосных агрегатов весьма актуальной становится проблема снижения их массы.

В данной статье рассматривается многоосная модель, которая в случаях ограничения на вертикальные размеры агрегата может оказаться весьма эффективной.

В одной из работ автора рассматривалась модель многоосного безбалансирующего агрегата, в которой продольная грузовая балка 2 (рис. 1) опиралась на поперечные балки 3, располагавшиеся над каждым колесом грузового агрегата.

Для такой конструкции масса грузовой балки (как наиболее металлоемкой части конструкции) определялась выражением:

$$M_1 = \rho \beta_1 H_{1\max} L \cdot 0,63.$$

В настоящей работе будет рассмотрена модель многоосного безбалансирующего агрегата, отличающегося от модели приводимой на рис. 1 лишь тем, что поперечные балки (3) располагаются непрерывно вдоль длины агрегата (рис. 1).

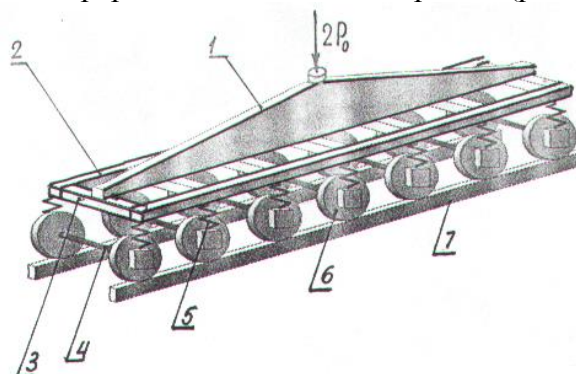


Рисунок 1 – Схема модели многоосного безбалансирующего тяжелого агрегата:

- 1 – грузовая продольная балка; 2 – продольная силовая балка; 3 – поперечные брусья;
- 4 – оси железнодорожных колес; 5 – упругая подвеска колес; 6 – колеса агрегата;
- 7 – Рельсы железнодорожного пути

При этом рассматриваемую плоскую модель можно представить в виде (рис. 2). Следует лишь иметь в виду, что упругие элементы 2 (рис. 2) расположены непрерывно.

Расчет непрерывно-деформированного состояния многоосной безбалансирной упругой модели агрегата, взаимодействующего с рельсовым полотном на упругом винклеровом основании, может быть осуществлен в результате решения следующей системы дифференциальных уравнений.

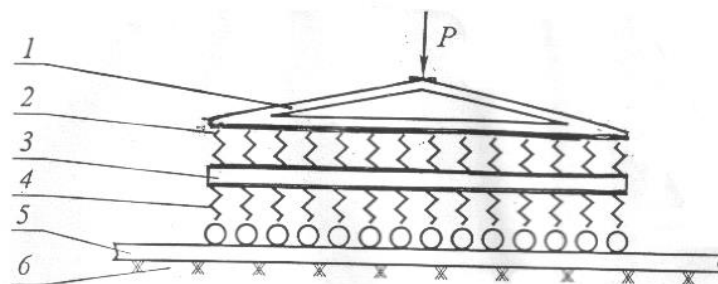


Рисунок 2 – Схема модели многоосного безбалансирного тяжелого агрегата:

1 – грузовая балка; 2 – система упругих элементов (условное изображение непрерывно расположенных упругих поперечных балок 3 (рис. 1)); 3 – силовая балка; 4 – упругая подвеска колес; 5 – рельсовое полотно; 6 – упругое основание рельсового пути

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dx^2} \left[ EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} \right] &= -\frac{R_{12}^i \int (x-0)}{L_1} - 16R_{12}^i \delta \left( x - \frac{L_1}{2} \right); \\ EI_2(x_i, z) \cdot \frac{d^2 U_2(x_i, z)}{dz^2} &= -R_{12}^i \left[ z - \left( -\frac{H}{2} \right) \right]_+ + 2R_{12}^i (z-0)_+, \quad (i=1, 2...n); \\ EI_3(x) \cdot \frac{d^4 U_3(x)}{dx^4} &= -\sum_{i=1}^N R_{34}^i \delta(x-x_i) - \sum_{i=1}^N R_{12}^i \delta(x-x_i); \\ EF_4(x_i) \cdot \frac{dU_4(x_i, y)}{dy} &= R_{34}^i(x_i); \quad (i=1, 2...n); \\ EI_5(x) \cdot \frac{d^4 U_5(x)}{dx^4} + K_6 U_5(x) &= -\sum_{i=1}^N R_{34}^i(x). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Наряду с системой уравнений (1) (с надлежащими граничными условиями) должны выполняться и условия совместности перемещений в местах связей силовых элементов грузовой тележки, то есть:

$$U_j(x_i) = U_{j+1}(x_i), \quad (j=1, 35). \quad (2)$$

Для удобства дальнейших расчетов представим условия совместности перемещений (2) в следующем виде (рис. 3):

$$U_5 \left( x_i, z = \pm \frac{H_2}{2} \right) + U_4 \left( x_i, z = \pm \frac{H_2}{2} \right) + U_3 \left( x_i, z = \pm \frac{H_2}{2} \right) + U_2(x_i, z=0) = U_1(x_i; z=0). \quad (3)$$

Поскольку перед многоосной безбалансирной моделью стоит задача обеспечения одинаковой нагрузки на колеса, то такая задача (при абсолютно жестком основании рельсового пути) решается при выполнении условий:

$$R_{12}^i = R_{34}^i = R_0 = \frac{P_\Sigma}{2N}, \quad (4)$$

где  $P_\Sigma$  – суммарная внешняя нагрузка на многоосный агрегат;  $N$  – число осей агрегата.

При выполнении условий (4) система (1) распадается на ряд независимых уравнений.

В этом случае первые уравнения системы (1) после двукратного интегрирования и с учетом граничных условий преобразуются к следующему виду

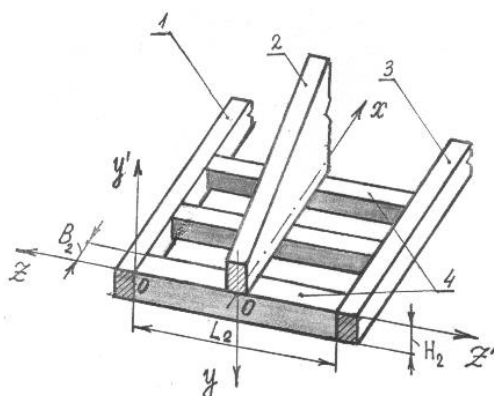


Рисунок 3 – Фрагмент силовой конструкции модели многоосного агрегата:

1,3 – продольные силовые балки агрегата; 2 – продольная грузовая балка агрегата;  
4 – поперечные балки различной изгибной жесткости, обеспечивающие равномерную нагрузку на колеса многоосного агрегата

$$EI_1(x) \frac{d^2 U_1(x)}{dx^2} = -M_1(x). \quad (5)$$

Можно получить  $I_1(x)$  близким к квазиравнопрочной балке при изгибе, если принять, что

$$I_1(x) = C_1 M_1(x). \quad (6)$$

С учетом (6) решение уравнения (5) может быть записано в виде:

$$U_1(x) = U_1(0) + \frac{1}{2C_1 E} x(L-x). \quad (7)$$

Для определения неизвестной постоянной  $C_1$  поступим следующим образом: так как  $M_1(x)$  имеет вид

$$M_1(x) = \frac{P_\Sigma}{2L_1} x^2 - P_\Sigma \left( x - \frac{L_1}{2} \right)_+, \quad (8)$$

то  $M_{1\max}$  в силу симметрии задачи имеет место при  $x = \frac{L_1}{2}$ . И следовательно:

$$M_{1\max} = \frac{P_{\Sigma} L_1}{8}. \quad (9)$$

На основании (6) и (9) находим, что

$$\frac{B_1 H_{1\max}^3}{12} = \frac{B_1 H_{1\max}^4}{12} = C_1 \frac{P_{\Sigma} L_1}{8},$$

откуда получаем, что

$$C_1 = \frac{2}{3} \frac{B_1 H_{1\max}^4}{P_{\Sigma} L_1}. \quad (10)$$

Максимальную высоту грузовой балки 1, рис. 1 найдем из условия ее прочности на изгиб. Имеем

$$[\sigma] > \frac{M_{\max}}{W} = \frac{\sigma}{\beta_1 H_{1\max}^3} \frac{P_{\Sigma} L_1}{8}; \quad H_{1\max} = \left[ \frac{3}{4} \frac{P_{\Sigma} L_1}{\beta_1 [\sigma]} \right]^{1/3}, \quad (11)$$

где  $\beta_1 = \frac{\beta_{\max}}{H_{1\max}}$ .

Подставляя (11) в (10), найдем полное выражение для  $C_1$ :

$$C_1 = 0,454280 \cdot \left[ \frac{P_{\Sigma} L_1}{\beta_1} \right]^{1/3} \cdot \frac{1}{[\sigma]^{4/3}}. \quad (12)$$

Постоянная  $C_1$  позволяет установить зависимость высоты грузовой балки вдоль ее длины. Воспользуемся (6) и (12), получим:

$$I_1(x) = C_1 M_1(x); \quad \frac{\beta_1 H_{1\max} H_1^3(x)}{12} = \frac{8}{12} \frac{\beta_1 H_{1\max}^4}{P_{\Sigma} L_1} P_{\Sigma} \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{x}{L_1} \right)^2 - \left( \frac{x}{L_1} - \frac{1}{2} \right)_+ \right]^{1/3}. \quad (13)$$

Откуда находим, что

$$H_1(x) = H_{1\max} \left\{ \left[ 4 \left( \frac{x}{L_1} \right)^2 - 8 \left( \frac{x}{L_1} - \frac{1}{2} \right)_+ \right] \right\}^{1/3}. \quad (14)$$

На основании формулы (14) построен профиль грузовой балки (1) рис. 4.

Для сравнения на этом же рисунке приводится профиль грузовой балки 2 для безбалансирного многоосного агрегата с числом поперечных балок 3 рис. 1, равным числу осей железнодорожных колес.

Отметим, что для рассматриваемой модели на основании формулы (11) находим, что максимальная высота грузовой балки равна:

$$H_{1\max} = 1,4227i. \quad (15)$$

В то же время для грузовой балки с поперечными балками расположенными над осями колес ее высота как показывают расчеты равна:

$$H_{1\max}^x = 1,8315 \text{ м} . \quad (16)$$

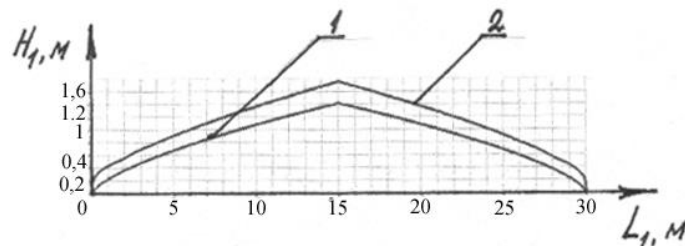


Рисунок 4 – Профили грузовых балок для двух вариантов моделей безбалансирных агрегатов: 1 – модель с непрерывным размещением поперечных балок; 2 – модель с числом поперечных балок, равным числу осей многоосного безбалансирного агрегата

При этом масса грузовой балки равна

$$M_1 = 0,59968 \cdot \rho \cdot H_{1\max} \cdot B_1 L_1 \quad (17)$$

Для сравнения модели масса грузовой балки равна

$$M_1^* = 0,631125 \cdot \rho \cdot H_{1\max}^* \cdot B_1^* L_1 , \quad (18)$$

и если учесть, что

$$H_{1\max}^* = 1,8315 \text{ м} ; B_1^* = 0,25 H_{1\max}^* , \quad (19)$$

то

$$\frac{M_1}{M_1^*} = \frac{0,59968}{0,631125} \left( \frac{1,4297}{1,8315} \right)^2 = 0,573346. \quad (20)$$

Таким образом, выигрыш в массе грузовой балки для рассматриваемого варианта модели многоосного агрегата оказался значительным.

При расчете грузовой балки предполагалось выполнение условия (8), состоящего в том, что реакции поперечных балок 2 (рис. 1) постоянны (по длине грузовой балки) и равны

$$q_0 = \frac{P_\Sigma}{L_1} \quad (21)$$

Условие (21) можно обеспечить надлежащим подбором изгибных жесткостей поперечных балок  $I_2(x_i)$  (или высот поперечных балок  $H_2(x_i)$  при фиксированных формулах ширины балок  $B_2$ ).

Решение второго уравнения системы (1) может быть представлено в виде:

$$U_2(x_i, z) = U_2(x_i, z=0) + Q_2(x_i, z=0) \cdot z + \frac{P_\Sigma B_2(x_i)}{E_2 I_2(x_i)} \left[ \frac{(z-o)_+^3}{12} - \frac{\left(z - \frac{L_2}{2}\right)_+^3}{6} \right]. \quad (22)$$

Учитывая симметричность деформации поперечных балок относительно их середины, находим:

$$Q_2(x_i, z=0) = -\frac{P_\Sigma B_2(x_i)}{16L_1 E_2 I_2(x_i)}. \quad (21)$$

Необходимые для проведения дальнейших расчетов перемещения поперечных балок в их середине определяются формулой:

$$U_2(x_i, z = \frac{L_2}{2}) = U_2(x_i, z=0) - \frac{P_\Sigma B_2(x_i) \cdot L_2^3}{48L_1 E_2 I_2(x_i)} \quad (24)$$

Или

$$U_2(x_i, z = \frac{L_2}{2}) = U_2(x_i, z=0) - \frac{P_\Sigma L_2^3}{4L_1 E_2 H_2^3(x_i)}. \quad (25)$$

Для определения неизвестных значений  $H_2(x_i)$  воспользуемся условиями совместности перемещений грузовой балки и поперечных балок в местах их контакта. На основании формул (7), (11) и (25) получаем:

$$U_2(x_i, z=0) = -\frac{P_\Sigma L_2^3}{4L_1 E_2 H_2^3(x_i)} = U_1(x=0) - \frac{1}{C_1 E_1} x_i (L_1 - x_i), \quad (26)$$

откуда находим высоты поперечных балок для всех значений  $x_i$ .

$$H_2(x_i) = \left\{ \frac{P_\Sigma L_2^3}{4L_1 E_2} \cdot \frac{1}{\left[ U_1(x=0) - \frac{1}{C_1 E_1} x_i (L_1 - x_i) \right]} \right\}^{1/3}, \quad (27)$$

где принято, что  $U_2(x_i, z=0) = 0$ .

Для частного случая, когда

$$E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11} \frac{H}{i}; P_\Sigma = 1,6 \cdot 10^6 H; L_2 = 6i; L_1 = 30i.$$

На основе формулы (27) и (12) построены графики зависимостей  $H_2(x_i)$  от  $(x_i)$  для трех различных значений  $U_1(x_i=0)$ :  $0,1i$ ;  $0,05i$ ;  $0,025i$  (дѣл.5).

Анализ приводимых на рис.5 зависимостей позволяет сделать следующие выводы.

С увеличением общего обжатия грузовой балки (определяемой величиной  $U_1(x_i=0)$ ) потребное значение высоты поперечных балок  $\dot{I}_2(x_i)$  снижается.

С увеличением общего обжатия потребные значения  $\dot{I}_2(x_i)$  выравниваются, приближаясь к постоянным значениям (кривая 3, рис. 5).

В то же время из формулы (27) следует, что высоты поперечных балок  $\dot{I}_2(x_i)$  пропорциональны длине этих балок  $L_2$  и с уменьшением расстояния между рельсами железнодорожных путей в той же степени будет изменяться величина  $\dot{I}_2(x_i)$ .

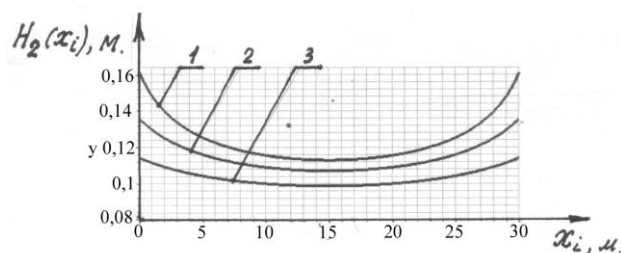


Рисунок 5 – Зависимости высот поперечных балок  $H_2(x_i)$  (прямоугольного поперечного сечения) от координаты  $x_i$ : 1 –  $U_1(x_i = 0) = 0,025\lambda$ ; 2 –  $U_1(x_i = 0) = 0,05\lambda$ ; 3 –  $U_1(x_i = 0) = 0,1\lambda$ .

В связи с отмеченным для определенных диапазонов  $L_2$  высота поперечных балок  $\hat{I}_2(x_i)$  может оказаться относительно малого размера, что приводит к снижению общей массы поперечных балок, а если учитывать, что для рассматриваемых конструктивных схем имеет место и снижение массы грузовой балки, то можно сделать вывод о рациональности в целом (с точки зрения массы основных элементов конструкций) безбалансирных многоосных железнодорожных специальных агрегатов рассматриваемой в работе конструктивной компоновки.

#### Выводы:

1. В работе предложена новая безбалансирная модель многоосного специального агрегата, характеризующаяся относительной простотой и малой массой силовых элементов (при определенном расстоянии между рельсами железнодорожного пути).
2. Грузовая балка 1 (рис. 1) обладает относительно меньшей массой (за счет применения непрерывного расположения поперечных балок в сравнении с массой грузовой балки, опирающейся на ряд поперечных дискретных балок 1 (рис. 4)).
3. При относительно небольших расстояниях между рельсами размеры и общая масса поперечных балок может оказаться достаточно малой (рис. 5).

#### Литература

1. Новый 16-осный транспорт // Железные дороги мира. – №8. – 1993. – С. 9–14.
2. Раковская Н.Х. Математические модели безбалансирных сверхтяжелых агрегатов. (Сопряженные задачи в расчетах и проектировании). – Министерство обороны Украины, 2003. – С. 1–36.
3. Фришман М.А. Железнодорожные пути металлургических заводов / М.А. Фришман, К.Д. Белых, В.Ф. Яковлев. – М.: Металлургия, 1975. – 271 с.
4. Раковский Х.В. Ходовая часть сверхтяжелых агрегатов – рельсы – основания путей / Х.В. Раковский, Н.Х. Раковская-Башмакова. – Харьков: МСУ, 1998. – 84 с.
5. Гордеев В.А. Рельсовые пути тяжелых транспортных устройств. – М.: Транспорт, 1981. – 160 с.
6. Мелентьев Л.П. Особенности работы рельсов в тяжелых условиях эксплуатации. – М.: Тран. АНИИЖТ, 1970, вып. 528ю – С. 108–140.
7. Современные конструкции верхнего строения железнодорожного пути. /Под ред. В.Г. Альбрехта, А.Ф. Золотарского и др. – М.: Транспорт, 1975. – 279 с.
8. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов / Г.С. Писаренко, В.А. Агоров. – К.: «Вища школа», 1986. – 776 с.